



日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日                      2 0 0 3 年    4 月    7 日  
Date of Application:

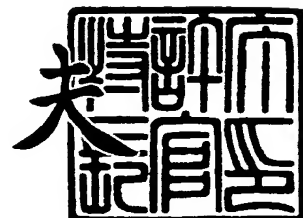
出 願 番 号                      特 願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 6  
Application Number:  
[ST. 10/C] :                      [ J P 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 6 ]

出      願      人                      トヨタ自動車株式会社  
Applicant(s):                      株式会社アドヴィックス

2 0 0 4 年    3 月    4 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号    出証特 2 0 0 4 - 3 0 1 6 6 3 0

【書類名】 特許願

【整理番号】 AT-5671

【提出日】 平成15年 4月 7日

【あて先】 特許庁長官

【国際特許分類】 B60T 8/26

【発明者】

    【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

    【氏名】 濱田 千章

【発明者】

    【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内

    【氏名】 堂浦 陽文

【特許出願人】

    【識別番号】 000003207

    【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【特許出願人】

    【識別番号】 301065892

    【氏名又は名称】 株式会社アドヴィックス

【代理人】

    【識別番号】 100071216

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 明石 昌毅

【手数料の表示】

    【予納台帳番号】 016702

    【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

    【物件名】 明細書 1

    【物件名】 図面 1

    【物件名】 要約書 1



【包括委任状番号】 9711686

【プルーフの要否】 要



【書類名】 明細書  
【発明の名称】 車輛の制動制御装置  
【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を前輪の制動圧よりも低くする前後輪制動力配分制御を行い、前記前後輪制動力配分制御の開始後に運転者の制動操作量が増大されたときには運転者の制動操作量の増大量に基づいて前輪の制動圧を増大させる車輛の制動制御装置に於いて、運転者の制動操作量に対応する制動圧よりも制動圧を増大させる補助制動制御が行われているときには、運転者の制動操作量の増大量及び前記補助制動制御による制動圧の増大量に基づいて前輪の制動圧を増大させることを特徴とする車輛の制動制御装置。

【請求項 2】

前記補助制動制御が行われていないときには、現在のマスタシリンダ圧力と前記前後輪制動力配分制御の開始時のマスタシリンダ圧力との偏差に基づいて前輪の制動圧の増大量を演算し、前記補助制動制御が行われているときには、現在のマスタシリンダ圧力＋前記補助制動制御による制動圧の増大量と前記前後輪制動力配分制御の開始時のマスタシリンダ圧力との偏差に基づいて前輪の制動圧の増大量を演算することを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 3】

前記補助制動制御による前後輪の制動圧の増大量が異なるときには、前記補助制動制御による制動圧の増大量は前記補助制動制御により増大されるべき後輪の制動圧の増大量であることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 4】

前記補助制動制御は運転者により急制動操作が行われたときに実行されるブレーキアシスト制御であることを特徴とする請求項 1 乃至 3 に記載の車輛の制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1】

**【発明の属する技術分野】**

本発明は、自動車等の車輛の制動制御装置に係り、更に詳細には前後輪の制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置に係る。

**【0002】****【従来の技術】**

自動車等の車輛の制動制御装置の一つとして、車輛の制動時に後輪がロックすることを防止して車輛の走行安定性を向上させるべく、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を保持又は減圧し或いはパルス増圧して後輪の制動力の上昇を抑制する前後輪制動力配分制御を行うよう構成された制動制御装置が従来より知られている。

**【0003】**

この種の制動制御装置によれば、前後輪制動力配分制御が行われない場合に比して、後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを防止して車輛の走行安定性を向上させることができるが、前後輪制動力配分制御が実行されると後輪の制動力の上昇が抑制されるため、運転者が制動力を高くしようとして制動操作量を増大させても車輛全体としての制動力が十分に上昇せず、運転者が制動操作に違和感を感じることもある。

**【0004】**

かかる問題を解消すべく、例えば本願出願人の出願にかかる下記の特許文献1には、マスタシリンダの作動液圧を各車輪に対応して設けられた制動力発生装置のホイールシリンダへ供給することにより制動力を発生し、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動力の上昇を抑制する前後輪制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置であって、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力を増加させるよう構成された制動制御装置が記載されている。

**【特許文献1】**

特願 2001-360510号明細書及び図面

**【0005】****【発明が解決しようとする課題】**



上記先の出願にかかる制動制御装置によれば、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力が増加されるので、前後輪制動力配分制御が行われ後輪の制動力の上昇が抑制されることによる後輪の制動力の不足分を確実に前輪の制動力の増大によって補填することができ、従って後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを確実に防止しつつ車輛全体としての制動力を効果的に運転者の制動操作量に応じた制動力に制御することができる。

#### 【 0 0 0 6 】

しかし所謂ブレーキアシスト制御の如く運転者の制動操作量に対応する制動圧よりも制動圧を増大させる補助制動制御と前後輪制動力配分制御とが同時に行われる状況に於いては、後輪の制動力の上昇が抑制されることによる後輪の制動力の不足分に加えて補助制動制御により制動圧が増大されるべき後輪の制動力も不足するため、後輪の制動力の上昇が抑制されることによる後輪の制動力の不足分のみが前輪の制動力の増加により補填される場合には、制動力の補填が不足し、そのため車輛全体の制動力が不足し、補助制動制御の制動効果が低下するという問題がある。

#### 【 0 0 0 7 】

本発明は、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動力の上昇を抑制すると共に後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力を増加させる前後輪制動力配分制御を行うよう構成された従来の制動制御装置に於ける上述の問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、前後輪制動力配分制御と補助制動制御とが同時に行われる状況に於いては、補助制動制御により増大されるべき制動圧の増大量を考慮することにより、前後輪制動力配分制御及び補助制動制御が同時に行われるときにも後輪の制動力の不足分を前輪の制動力の増加により正確に補填し、これにより後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを確実に防止しつつ補助制動制御の制動効果を確実に確保することである。

#### 【 0 0 0 8 】

##### 【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項 1 の構成、即ち車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を前輪の制動圧よりも低くする前後輪制動力配分制御を行い、前記前後輪制動力配分制御の開始後に運転者の制動操作量が増大されたときには運転者の制動操作量の増大量に基づいて前輪の制動圧を増大させる車輛の制動制御装置に於いて、運転者の制動操作量に対応する制動圧よりも制動圧を増大させる補助制動制御が行われているときには、運転者の制動操作量の増大量及び前記補助制動制御による制動圧の増大量に基づいて前輪の制動圧を増大させることを特徴とする車輛の制動制御装置によって達成される。

#### 【0 0 0 9】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 の構成に於いて、前記補助制動制御が行われていないときには、現在のマスタシリンダ圧力と前記前後輪制動力配分制御の開始時のマスタシリンダ圧力との偏差に基づいて前輪の制動圧の増大量を演算し、前記補助制動制御が行われているときには、現在のマスタシリンダ圧力＋前記補助制動制御による制動圧の増大量と前記前後輪制動力配分制御の開始時のマスタシリンダ圧力との偏差に基づいて前輪の制動圧の増大量を演算するよう構成される（請求項 2 の構成）。

#### 【0 0 1 0】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 又は 2 の構成に於いて、前記補助制動制御による前後輪の制動圧の増大量が異なるときには、前記補助制動制御による制動圧の増大量は前記補助制動制御により増大されるべき後輪の制動圧の増大量であるよう構成される（請求項 3 の構成）。

#### 【0 0 1 1】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 乃至 3 の構成に於いて、前記補助制動制御は運転者により急制動操作が行われたときに実行されるブレーキアシスト制御であるよう構成される（請求項 4 の構成）。

#### 【0 0 1 2】

#### 【発明の作用及び効果】

上記請求項 1 の構成によれば、運転者の制動操作量に対応する制動圧よりも制動圧を増大させる補助制動制御が行われているときには、運転者の制動操作量の増大量及び補助制動制御による制動圧の増大量に基づいて前輪の制動圧が増大されるので、前後輪制動力配分制御及び補助制動制御が同時に行われる状況に於いても補助制動制御による制動圧の増大量が考慮されることなく前輪の制動圧が増大される場合に比して、後輪の制動力の不足分を前輪の制動力の増加により正確に補填し、これにより後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを確実に防止しつつ補助制動制御の制動効果を確実に確保することができる。

#### 【 0 0 1 3 】

また上記請求項 2 の構成によれば、補助制動制御が行われていないときには、現在のマスタシリンダ圧力と前後輪制動力配分制御の開始時のマスタシリンダ圧力との偏差に基づいて前輪の制動圧の増大量が演算され、補助制動制御が行われているときには、現在のマスタシリンダ圧力＋補助制動制御による制動圧の増大量と前後輪制動力配分制御の開始時のマスタシリンダ圧力との偏差に基づいて前輪の制動圧の増大量が演算されるので、後輪の不足制動圧を正確に演算することができ、これにより補助制動制御の制動効果を確実に且つ正確に達成することができる。

#### 【 0 0 1 4 】

また上記請求項 3 の構成によれば、補助制動制御による前後輪の制動圧の増大量が異なるときには、前記補助制動制御による制動圧の増大量は前記補助制動制御により増大されるべき前輪の制動圧の増大量であるので、補助制動制御による前後輪の制動圧の増大量が異なる場合にも後輪の制動力の不足分を前輪の制動力の増加により正確に補填し、補助制動制御の制動効果を確実に確保することができる。

#### 【 0 0 1 5 】

また上記請求項 4 の構成によれば、補助制動制御は運転者により急制動操作が行われたときに実行されるブレーキアシスト制御であるので、制動圧がブレーキアシスト制御により運転者の制動操作量に対応する制動圧よりも増大される場合



にも後輪の制動力の不足分を前輪の制動力の増加により正確に補填し、ブレーキアシスト制御の制動効果を確実に確保することができる。

【0016】

【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至4の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧の上昇を抑制し、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動圧の上昇抑制量に応じて前輪の制動圧を増大させるよう構成される（好ましい態様1）。

【0017】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、前後輪制動力配分制御は後輪のホイールシリンダ圧力の上昇を抑制することにより行われ、前輪の制動圧の増大は運転者による制動操作量と、後輪のホイールシリンダ圧力と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算され、該増加量に基づき前輪のホイールシリンダ圧力が増加されることにより行われるよう構成される（好ましい態様2）。

【0018】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、前記パラメータは車速が高いほど制動性能を低く表わすパラメータであるよう構成される（好ましい態様3）。

【0019】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、制動制御装置は車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車速に応じて後輪の制動圧の上昇抑制量が可変設定されるよう構成される（好ましい態様4）。

【0020】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、制動制御装置は車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車輛の減速度に応じて後輪の制動力の上昇抑制量を可変設定するよう構成される（好まし

い態様 5)。

【 0 0 2 1 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 2 の構成に於いて、補助制動制御が行われていないときには、マスタシリンダ圧力と後輪のホイールシリンダ圧力との偏差と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算され、補助制動制御が行われているときには、マスタシリンダ圧力+補助制動制御による制動圧の増大量と後輪のホイールシリンダ圧力との偏差と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算されるよう構成される（好ましい態様 6）。

【 0 0 2 2 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 2 の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車輛の走行状態に応じて後輪の保持圧力が設定され、後輪の制動圧が保持圧力に維持されるよう構成される（好ましい態様 7）。

【 0 0 2 3 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 2 の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於けるマスタシリンダ圧力が後輪の保持圧力に設定され、後輪の制動圧が保持圧力に維持されるよう構成される（好ましい態様 8）。

【 0 0 2 4 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 3 の構成に於いて、パラメータは制動力発生装置のブレーキ効き係数を含むよう構成される（好ましい態様 9）。

【 0 0 2 5 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 3 の構成に於いて、ブレーキ効き係数は車速に基づき推定されるよう構成される（好ましい態様 1 0）。

【 0 0 2 6 】

**【発明の実施の形態】**

以下に添付の図面を参照して本発明を好ましい実施の形態（以下単に実施形態という）について詳細に説明する。

**【0027】**

図1は本発明による制動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電子制御装置を示す概略構成図、図2は図1に示された前輪用の連通制御弁を示す解図的断面図である。尚図1に於いては、電磁的に駆動される各弁のソレノイドの図示は省略されている。

**【0028】**

図1に於いて、10は油圧式の制動装置を示しており、制動装置10は運転者によるブレーキペダル12の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを圧送するマスタシリンダ14を有している。マスタシリンダ14はその両側の圧縮コイルばねにより所定の位置に付勢されたフリーピストン16により画成された第一のマスタシリンダ室14Aと第二のマスタシリンダ室14Bとを有している。

**【0029】**

第一のマスタシリンダ室14Aには前輪用のブレーキ油圧制御導管18Fの一端が接続され、ブレーキ油圧制御導管18Fの他端には左前輪用のブレーキ油圧制御導管20FL及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管20FRの一端が接続されている。ブレーキ油圧制御導管18Fの途中には前輪用の連通制御弁22Fが設けられており、連通制御弁22Fは図示の実施形態に於いては常開型のリニアソレノイド弁である。連通制御弁22Fの両側のブレーキ油圧制御導管18Fには第一のマスタシリンダ室14Aよりブレーキ油圧制御導管20FL又はブレーキ油圧制御導管20FRへ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管24Fが接続されている。

**【0030】**

図2に解図的に図示されている如く、連通制御弁22Fは内部に弁室70を郭定するハウジング72を有し、弁室70には弁要素74が往復動可能に配置されている。弁室70にはブレーキ油圧制御導管18Fのマスタシリンダ14の側の部分18FAが内部通路76を介して常時連通接続され、またブレーキ油圧制御

導管 18F のマスタシリンダ 14 とは反対側の部分 18FB が内部通路 78 及びポート 80 を介して連通接続されている。

#### 【0031】

図示の如く、弁要素 74 の周りにはソレノイド 82 が配設されており、弁要素 74 は圧縮コイルばね 84 により図 2 に示された開弁位置へ付勢されている。弁要素 74 はソレノイド 82 に駆動電圧が印加されると、圧縮コイルばね 84 のばね力に抗してポート 80 に対し付勢され、これによりポート 80 を閉ざすことによって閉弁する。

#### 【0032】

また連通制御弁 22F が閉弁位置にある状況に於いて、ブレーキ油圧制御導管 18F のマスタシリンダ 14 とは反対側の部分 18FB 内の圧力による力と圧縮コイルばね 84 のばね力との合計がソレノイド 82 による電磁力よりも高くなると、弁要素 74 はポート 80 より離れて該ポートを開き、部分 18FB 内のオイルが内部通路 78、ポート 80、弁室 70、内部通路 76 を経てブレーキ油圧制御導管 18F の部分 18FA へ流れる。そしてこのオイルの流動により部分 18FB 内のオイルの圧力が低下すると、その圧力による力と圧縮コイルばね 84 のばね力との合計がソレノイド 82 による電磁力よりも低くなり、弁要素 74 はポート 80 を再度閉ざす。

#### 【0033】

かくして連通制御弁 22F はそのソレノイド 82 に対する印加電圧に応じてブレーキ油圧制御導管 18F の部分 18FB 内の圧力を制御するので、ソレノイド 82 に対する駆動電圧を制御することによって連通制御弁 22F により部分 18FB 内の圧力（本明細書に於いては「上流圧」という）を所望の圧力に制御することができる。

#### 【0034】

尚図示の実施形態に於いては、図 1 に示された逆止バイパス導管 24F は連通制御弁 22F に内蔵されており、内部通路 86 と、該内部通路の途中に設けられ弁室 70 より部分 18FB へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 88 とよりなっている。

## 【 0 0 3 5 】

左前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FR の他端にはそれぞれ左前輪及び右前輪の制動力を発生する図 1 には示されていない制動力発生装置のホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR が接続されており、左前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 FR の途中にはそれぞれ常開型の電磁開閉弁 2 8 FL 及び 2 8 FR が設けられている。電磁開閉弁 2 8 FL 及び 2 8 FR の両側のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL 及び 2 0 FR にはそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR よりブレーキ油圧制御導管 1 8 F へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 3 0 FL 及び 3 0 FR が接続されている。

## 【 0 0 3 6 】

電磁開閉弁 2 8 FL とホイールシリンダ 2 6 FL との間のブレーキ油圧制御導管 2 0 FL にはオイル排出導管 3 2 FL の一端が接続され、電磁開閉弁 2 8 FR とホイールシリンダ 2 6 FR との間のブレーキ油圧制御導管 2 0 FR にはオイル排出導管 3 2 FR の一端が接続されている。オイル排出導管 3 2 FL 及び 3 2 FR の途中にはそれぞれ常閉型の電磁開閉弁 3 4 FL 及び 3 4 FR が設けられており、オイル排出導管 3 2 FL 及び 3 2 FR の他端は接続導管 3 6 F により前輪用のバッファリザーバ 3 8 F に接続されている。

## 【 0 0 3 7 】

以上の説明より解る如く、電磁開閉弁 2 8 FL 及び 2 8 FR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR 内の圧力を増圧又は保持するための増圧弁であり、電磁開閉弁 3 4 FL 及び 3 4 FR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 FR 内の圧力を減圧するための減圧弁であり、従って電磁開閉弁 2 8 FL 及び 3 4 FL は互いに共働して左前輪のホイールシリンダ 2 6 FL 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定しており、電磁開閉弁 2 8 FR 及び 3 4 FR は互いに共働して右前輪のホイールシリンダ 2 6 FR 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定している。

## 【 0 0 3 8 】

接続導管 3 6 F は接続導管 4 0 F によりポンプ 4 2 F の吸入側に接続されており、接続導管 4 0 F の途中には接続導管 3 6 F よりポンプ 4 2 F へ向かうオイル

の流れのみを許す二つの逆止弁 44F 及び 46F が設けられている。ポンプ 42F の吐出側は途中にダンパ 48F を有する接続導管 50F によりブレーキ油圧制御導管 18F に接続されている。ポンプ 42F とダンパ 48F との間の接続導管 50F にはポンプ 42F よりダンパ 48F へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 52F が設けられている。

#### 【0039】

二つの逆止弁 44F 及び 46F の間の接続導管 40F には接続導管 54F の一端が接続されており、接続導管 54F の他端は第一のマスタシリンダ室 14A と制御弁 22F との間のブレーキ油圧制御導管 18F に接続されている。接続導管 54F の途中には常閉型の電磁開閉弁 60F が設けられている。この電磁開閉弁 60F はマスタシリンダ 14 と制御弁 22F との間のブレーキ油圧制御導管 18F とポンプ 42F の吸入側との連通を制御する吸入制御弁として機能する。

#### 【0040】

同様に、第二のマスタシリンダ室 14B には後輪用のブレーキ油圧制御導管 18R の一端が接続され、ブレーキ油圧制御導管 18R の他端には左後輪用のブレーキ油圧制御導管 20RL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 20RR の一端が接続されている。ブレーキ油圧制御導管 18R の途中には常開型のリニアソレノイド弁である後輪用の連通制御弁 22R が設けられている。

#### 【0041】

連通制御弁 22R は前輪用の連通制御弁 22F について図 2 に示された構造と同一の構造を有しており、従って図には示されていないソレノイドに対する駆動電圧を制御することにより、連通制御弁 22R より下流側のブレーキ油圧制御導管 18R 内の圧力（上流圧）を所望の圧力に制御することができる。更に連通制御弁 22R の両側のブレーキ油圧制御導管 18R には第二のマスタシリンダ室 14B よりブレーキ油圧制御導管 20RL 又はブレーキ油圧制御導管 20RR へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 24R が接続されている。

#### 【0042】

左後輪用のブレーキ油圧制御導管 20RL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 20RR の他端にはそれぞれ左後輪及び右後輪の制動力を発生する図 1 には示され

ていない制動力発生装置のホイールシリンダ 2 6 RL及び 2 6 RRが接続されており、左後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 2 0 RRの途中にはそれぞれ常開型の電磁開閉弁 2 8 RL及び 2 8 RRが設けられている。電磁開閉弁 2 8 RL及び 2 8 RRの両側のブレーキ油圧制御導管 2 0 RL及び 2 0 RRにはそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL及び 2 6 RRよりブレーキ油圧制御導管 1 8 Rへ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 3 0 RL及び 3 0 RRが接続されている。

#### 【 0 0 4 3 】

電磁開閉弁 2 8 RLとホイールシリンダ 2 6 RLとの間のブレーキ油圧制御導管 2 0 RLにはオイル排出導管 3 2 RLの一端が接続され、電磁開閉弁 2 8 RRとホイールシリンダ 2 6 RRとの間のブレーキ油圧制御導管 2 0 RRにはオイル排出導管 3 2 RRの一端が接続されている。オイル排出導管 3 2 RL及び 3 2 RRの途中にはそれぞれ常閉型の電磁開閉弁 3 4 RL及び 3 4 RRが設けられており、オイル排出導管 3 2 RL及び 3 2 RRの他端は接続導管 3 6 Rにより後輪用のバッファリザーバ 3 8 Rに接続されている。

#### 【 0 0 4 4 】

前輪側の場合と同様、電磁開閉弁 2 8 RL及び 2 8 RRはそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL及び 2 6 RR内の圧力を増圧又は保持するための増圧弁であり、電磁開閉弁 3 4 RL及び 3 4 RRはそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL及び 2 6 RR内の圧力を減圧するための減圧弁であり、従って電磁開閉弁 2 8 RL及び 3 4 RLは互いに共働して左後輪のホイールシリンダ 2 6 RL内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定しており、電磁開閉弁 2 8 RR及び 3 4 RRは互いに共働して右後輪のホイールシリンダ 2 6 RR内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定している。

#### 【 0 0 4 5 】

接続導管 3 6 Rは接続導管 4 0 Rによりポンプ 4 2 Rの吸入側に接続されており、接続導管 4 0 Rの途中には接続導管 3 6 Rよりポンプ 4 2 Rへ向かうオイルの流れのみを許す二つの逆止弁 4 4 R及び 4 6 Rが設けられている。ポンプ 4 2 Rの吐出側は途中にダンパ 4 8 Rを有する接続導管 5 0 Rによりブレーキ油圧制御導管 1 8 Rに接続されている。ポンプ 4 2 Rとダンパ 4 8 Rとの間の接続導管

50Rにはポンプ42Rよりダンパ48Rへ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁52Rが設けられている。尚ポンプ42F及び42Rは図1には示されていない共通の電動機により駆動される。

#### 【0046】

二つの逆止弁44R及び46Rの間の接続導管40Rには接続導管54Rの一端が接続されており、接続導管54Rの他端は第二のマスタシリンダ室14Bと制御弁22Rとの間のブレーキ油圧制御導管18Rに接続されている。接続導管54Rの途中には常閉型の電磁開閉弁60Rが設けられている。この電磁開閉弁60Rもマスタシリンダ14と制御弁22Rとの間のブレーキ油圧制御導管18Rとポンプ42Rの吸入側との連通を制御する吸入制御弁として機能する。

#### 【0047】

図示の実施形態に於いては、各制御弁及び各開閉弁は対応するソレノイドに駆動電流が通電されていないときには図1に示された非制御位置に設定され、これによりホイールシリンダ26FL及び26FRには第一のマスタシリンダ室14A内の圧力が供給され、ホイールシリンダ26RL及び26RRには第二のマスタシリンダ室14B内の圧力が供給される。従って通常時には各車輪のホイールシリンダ内の圧力、即ち制動力はブレーキペダル12の踏力に応じて増減される。

#### 【0048】

これに対し連通制御弁22F、22Rが開弁位置に切り換えられ、開閉弁60F、60Rが開弁され、各車輪の開閉弁が図1に示された位置にある状態にてポンプ42F、42Rが駆動されると、マスタシリンダ14内のオイルがポンプによって汲み上げられ、ホイールシリンダ26FL、26FRにはポンプ42Fによりポンプアップされた圧力が供給され、ホイールシリンダ26RL、26RRにはポンプ42Rによりポンプアップされた圧力が供給されるようになるので、各車輪の制動圧はブレーキペダル12の踏力に関係なく連通制御弁22F、22R及び各車輪の開閉弁（増減圧弁）の開閉により増減される。

#### 【0049】

この場合、ホイールシリンダ内の圧力は、開閉弁28FL～28RR及び開閉弁34FL～34RRが図1に示された非制御位置にあるときには増圧され（増圧モード



）、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR が閉弁位置に切り換えられ且つ開閉弁 3 4 FL～3 4 RR が図 1 に示された非制御位置にあるときには保持され（保持モード）、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR 及び開閉弁 3 4 FL～3 4 RR が開弁位置に切り換えられると減圧される（減圧モード）。

#### 【0 0 5 0】

連通制御弁 2 2 F 及び 2 2 R、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR、開閉弁 3 4 FL～3 4 RR、開閉弁 6 0 F 及び 6 0 R は、後に説明する如く電子制御装置 9 0 により制御される。電子制御装置 9 0 はマイクロコンピュータ 9 2 と駆動回路 9 4 とよりなっており、マイクロコンピュータ 9 2 は当技術分野に於いて周知の一般的な構成のものであってよい。

#### 【0 0 5 1】

マイクロコンピュータ 9 2 には圧力センサ 9 6 よりマスタシリンダ圧力  $P_m$  を示す信号、車速センサ 9 8 より車速  $V$  を示す信号、前後加速度センサ 1 0 0 より車輛の前後加速度  $G_x$  を示す信号が入力されるようになっている。またマイクロコンピュータ 9 2 は後述の制動制御フローを記憶しており、制動制御フローに従って左右前輪及び左右後輪の目標制動圧  $P_{ti}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) を演算すると共に、連通制御弁 2 2 F 等を制御することにより各車輪の制動圧  $P_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) をそれぞれ対応する目標制動圧  $P_{ti}$  に制御する。

#### 【0 0 5 2】

特に図示の実施形態に於いては、運転者による制動操作量が小さく制動力の前後配分制御が不要であるときには、連通制御弁 2 2 F 等は図示の標準位置に維持されポンプ 4 2 F 及び 4 2 R は駆動されず、これにより各車輪の制動圧、即ちホイールシリンダ 2 6 FL～2 6 RR 内の圧力はマスタシリンダ圧力  $P_m$  により制御される。

#### 【0 0 5 3】

これに対し運転者による制動操作量が大きく制動力の前後配分制御が必要であるときには、まず連通制御弁 2 2 F 及び 2 2 R が閉弁され、次いで吸入制御弁 6 0 F 及び 6 0 R が開弁され、しかる後ポンプ 4 2 F 及び 4 2 R の駆動が開始され、後に詳細に説明する如く車速  $V$  及び車輛の減速度  $G_{xb}$  ( $= -G_x$ ) に基づき後

輪の保持圧力  $P_c$  が演算されると共に、マスタシリンダ圧力  $P_m$  及び後輪の保持圧力  $P_c$  等に基づき前輪の増加圧力  $\Delta P_f$  が演算され、連通制御弁 22F が制御されることにより前輪側の上流圧が  $P_m + \Delta P_f$  の目標制動圧になるよう前輪系統が制御され、左右後輪の開閉弁 28RL 及び 28RR が閉弁されることにより左右後輪の制動圧が保持圧力  $P_c$  になるよう後輪系統が制御される。

#### 【0054】

また図示の実施形態に於いては、運転者により急制動操作が行われ運転者の制動操作度合が高いときには、例えばマスタシリンダ圧力  $P_m$  がその基準値以上であり且つマスタシリンダ圧力  $P_m$  の変化率がその基準値以上であるときには、通常時に比してマスタシリンダ圧力  $P_m$  に対する各車輪の制動圧の比を増大して制動効果を高くし運転者の制動操作を補助する補助制動制御としてのブレーキアシスト制御を行う。

#### 【0055】

更に図示の実施形態に於いては、ブレーキアシスト制御が行われていない状況に於いて制動力の前後配分制御が行われるときには、前後配分制御の前輪の増加圧力  $\Delta P_f$  はマスタシリンダ圧力  $P_m$  と後輪の保持圧力  $P_c$  との偏差に基づいて演算されるが、ブレーキアシスト制御が行われることにより車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$  よりも増圧される状況に於いて制動力の前後配分制御が行われるときには、前後配分制御の前輪の増加圧力  $\Delta P_f$  は「マスタシリンダ圧力  $P_m$  + ブレーキアシスト制御による制動圧の増圧量  $\Delta P_{ba}$ 」と後輪の保持圧力  $P_c$  との偏差に基づいて演算される。

#### 【0056】

またブレーキアシスト制御が行われることにより車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$  よりも高い圧力に増圧される状況に於いて制動力の前後配分制御が行われるときには、前輪の制動圧は  $P_m + \Delta P_f + \Delta P_{ba}$  になるよう制御され、後輪の制動圧はブレーキアシスト制御が行われない場合と同様保持圧力  $P_c$  になるよう制御される。

#### 【0057】

尚図には示されていないが、電磁開閉弁 28FL～28RR 及び開閉弁 34FL～3

4 RRは例えば各車輪の制動力を個別に制御することにより車輛の挙動を安定化させる場合にも制御される。

#### 【0058】

次に図3に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける制動制御ルーチンについて説明する。尚図3に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰り返し実行される。

#### 【0059】

まずステップ10に於いては圧力センサ96により検出されたマスタシリンダ圧力 $P_m$ を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ20に於いては前後輪の制動力配分制御中であるか否かの判別、即ち後述のステップ30に於いて肯定判別が行われた後であってステップ85に於いて肯定判別が行われていない状況であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ85へ進み、否定判別が行われたときにはステップ30へ進む。

#### 【0060】

ステップ30に於いては車速 $V$ に基づき図4に示されたグラフに対応するマップより後輪の基本保持圧力 $P_{cs}$ が演算され、ステップ40に於いては車輛の減速度 $G_{xb}$ に基づき図5に示されたグラフに対応するマップより基本保持圧力 $P_{cs}$ に対する補正圧力 $\Delta P_c$ が演算され、ステップ50に於いては後輪の保持圧力 $P_c$ が基本保持圧力 $P_{cs}$ と補正圧力 $\Delta P_c$ との和として演算される。尚図5の $G_{xbo}$ は車輛の制動時に於ける標準的な車輛の減速度である。

#### 【0061】

ステップ60に於いてはマスタシリンダ圧力 $P_m$ が後輪の保持圧力 $P_c$ を越えているか否かの判別、即ち後輪の制動圧を保持すると共に前輪の制動圧を増加する必要があるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ70へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ100へ進む。

#### 【0062】

ステップ70に於いては当技術分野に於いて公知の任意の要領にて前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立したか否かの判別が行われ、否定判別が行わ

れたときにはそのまま図3に示されたルーチンによる制御を一旦終了し、肯定判別が行われたときにはステップ80に於いて後輪の保持圧力 $P_c$ がその時のマスタシリンダ圧力 $P_m$ に設定され、しかる後ステップ100へ進む。

#### 【0063】

尚前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立したか否かの判別は、例えば  
(A) 左右前輪の車輪速度の平均値 $V_{wf}$ に対する左右後輪の車輪速度の平均値 $V_{wr}$ の偏差 $\Delta V_w$ が制御開始基準値 $V_{ws}$ （正の定数）を越えたか否かの判別、又は  
(B) 車輛の減速度 $G_{xb}$ が制御開始基準値 $G_{xs}$ （正の定数）を越えたか否かの判別により行われてよく、また上記(A)及び(B)の組合せにより行われてもよい。また上記ステップ60及び70の制御開始条件が成立しているか否かが同時に判別され、最初に肯定判別が行われたときにはステップ80へ進み、二回目以降に肯定判別が行われたときにはステップ100へ進み、否定判別が行われたときには図3に示されたルーチンによる制御を終了するよう修正されてもよい。

#### 【0064】

ステップ85に於いては例えばマスタシリンダ圧力 $P_m$ が制御終了の基準値 $P_{me}$ （ $P_c$ よりも小さい正の定数）以下になったか否かの判別により、前後輪の制動力配分制御の終了条件が成立したか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそのまま図3に示されたルーチンによる制御を一旦終了し、否定判別が行われたときにはステップ90へ進む。

#### 【0065】

尚前後輪の制動力配分制御の終了条件が成立したか否かの判別も当技術分野に於いて公知の任意の要領にて行われてよく、例えば制御開始条件の成立判定が車輪速度の偏差 $\Delta V_w$ に基づいて行われた場合には、車輪速度の偏差 $\Delta V_w$ が制御終了基準値 $V_{we}$ （ $V_{ws}$ よりも小さい正の定数）以下になったか否かの判別により行われてよく、また制御開始条件の成立判定が車輛の減速度 $G_{xb}$ に基づいて行われた場合には車輛の減速度 $G_{xb}$ が制御終了基準値 $G_{xe}$ （ $G_{xs}$ よりも小さい正の定数）以下になったか否かの判別により行われてよい。

#### 【0066】

ステップ90に於いてはブレーキアシスト制御が行われているか否かの判別が

行われ、否定判別が行われたときにはそのままステップ100へ進み、肯定判別が行われたときには、即ち前後輪の制動力配分制御及びブレーキアシスト制御が同時に行われているときにはステップ105へ進む。

#### 【0067】

ステップ100に於いては前輪及び後輪のホイールシリンダ断面積をそれぞれ  $S_f$ 、 $S_r$  (正の定数) とし、前輪及び後輪の制動有効半径をそれぞれ  $R_f$ 、 $R_r$  (正の定数) とし、前輪及び後輪のブレーキ効き係数をそれぞれ  $B E F_f$ 、 $B E F_r$  (正の定数) として下記の式1に従って係数  $K_b$  が演算されると共に、下記の式2に従って前輪の制動圧の基本増加圧力  $\Delta P_{fo}$  が演算される。尚ホイールシリンダ断面積  $S_f$ 、 $S_r$  及び制動有効半径  $R_f$ 、 $R_r$  は制動力発生装置の仕様により定まる値であり、ブレーキ効き係数  $B E F_f$ 、 $B E F_r$  は例えば実験的に予め求められる。

$$K_b = (S_r \times R_r \times B E F_r) / (S_f \times R_f \times B E F_f) \quad \cdots \cdots (1)$$

$$\Delta P_{fo} = (P_m - P_c) K_b \quad \cdots \cdots (2)$$

#### 【0068】

ステップ105に於いては上記式1に従って係数  $K_b$  が演算されると共に、ブレーキアシスト制御による制動圧の増圧量を  $\Delta P_{ba}$  として、下記の式3に従って前輪の制動圧の基本増加圧力  $\Delta P_{fo}$  が演算される。

$$\Delta P_{fo} = (P_m + \Delta P_{ba} - P_c) K_b \quad \cdots \cdots (3)$$

#### 【0069】

ステップ110に於いては車速  $V$  に基づき図6に示されたグラフに対応するマップより現在の車速に対応するブレーキ効き係数  $B E F_v$  が演算され、標準のブレーキ効き係数  $B E F_o$  と現在のブレーキ効き係数  $B E F_v$  との偏差  $\Delta B E F$  ( $= B E F_o - B E F_v$ ) が演算され、更に下記の式4に従って前輪の制動圧の増加圧力  $\Delta P_f$  が演算される。尚図6に示されたグラフに対応するマップも例えば実験的に予め求められる。

$$\Delta P_f = \Delta P_{fo} (1 + \Delta B E F / B E F_o) \quad \cdots \cdots (4)$$

#### 【0070】

ステップ120に於いてはブレーキアシスト制御が行われているか否かの判別

が行われ、肯定判別が行われたときにはそのままステップ140へ進み、肯定否定判別が行われたときにはステップ130に於いて後述のステップ140に於ける前輪の制動圧の基本増加圧力 $\Delta P_{fo}$ の演算に供されるブレーキアシスト制御による前輪制動圧の増圧量 $\Delta P_{ba}$ が0にリセットされる。

#### 【0071】

ステップ140に於いては左右前輪の目標制動圧 $P_{tfl}$ 及び $P_{tfr}$ がマスタシリンダ圧力 $P_m$ と増加圧力 $\Delta P_f$ とブレーキアシスト制御による前輪制動圧の増圧量 $\Delta P_{ba}$ との和として演算されると共に、左右前輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 $P_{tfl}$ 及び $P_{tfr}$ になるよう制動装置10の前輪系統が制御され、ステップ150に於いては左右後輪の目標制動圧 $P_{trl}$ 及び $P_{trr}$ が保持圧力 $P_c$ に設定されると共に、左右後輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 $P_{trl}$ 及び $P_{trr}$ になるよう制動装置10の後輪系統が制御される。

#### 【0072】

尚図3には示されていないが、上述のステップ70に於いて否定判別が行われた場合及びステップ90に於いて肯定判別が行われた場合には、連通制御弁22F等が図1に示された標準位置に設定され、これにより各車輪のホイールシリンダ26FR~26RRにはマスタシリンダ14の圧力 $P_m$ が直接供給され、これにより各車輪の制動圧が運転者の制動操作量に応じて増減される。

#### 【0073】

かくして図示の実施形態によれば、前後輪の制動力配分制御が実行されていないときには、ステップ20に於いて否定判別が行われ、ステップ30に於いて車速 $V$ に基づき後輪の基本保持圧力 $P_{cs}$ が演算され、ステップ40に於いて車輛の減速度 $G_{xb}$ に基づき基本保持圧力 $P_{cs}$ に対する補正圧力 $\Delta P_c$ が演算され、ステップ50に於いて後輪の保持圧力 $P_c$ が基本保持圧力 $P_{cs}$ と補正圧力 $\Delta P_c$ との和として演算される。

#### 【0074】

マスタシリンダ圧力 $P_m$ が後輪の保持圧力 $P_c$ 以下であり前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立していないときには、後輪の制動力の抑制は不要であるので、ステップ60及び70に於いて否定判別が行われ、前輪及び後輪のホイー

ルシリンダ 2 6 FL ~ 2 6 RR にはマスタシリンダ 1 4 内の圧力が供給され、従って後輪の制動圧の抑制制御及び前輪の制動圧の増加制御は行われない。

#### 【 0 0 7 5 】

これに対し運転者による制動操作量が更に増大され、マスタシリンダ圧力  $P_m$  が後輪の保持圧力  $P_c$  を越えているときには、ステップ 6 0 に於いて肯定判別が行われ、マスタシリンダ圧力  $P_m$  が後輪の保持圧力  $P_c$  を越えていなくても前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立しているときには、ステップ 7 0 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 8 0 に於いて後輪の保持圧力  $P_c$  がその時のマスタシリンダ圧力  $P_m$  に設定され、ステップ 1 0 0 に於いてマスタシリンダ圧力  $P_m$  と後輪の保持圧力  $P_c$  との偏差  $P_m - P_c$  に基づき上記式 2 に従って前輪の制動圧の基本増加圧力  $\Delta P_{fo}$  が演算され、ステップ 1 1 0 に於いて車速  $V$  に基づき現在の車速に対応するブレーキ効き係数  $B E F_v$  が演算され、標準のブレーキ効き係数  $B E F_o$  と現在のブレーキ効き係数  $B E F_v$  との偏差  $\Delta B E F$  が演算され、上記式 3 に従って前輪の制動圧の増加圧力  $\Delta P_f$  が演算される。

#### 【 0 0 7 6 】

更にステップ 1 4 0 に於いて左右前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$  と増加圧力  $\Delta P_f$  とブレーキアシスト制御による前輪制動圧の増圧量  $\Delta P_{fba}$  (ブレーキアシスト制御が行われていないときには 0 である) との和として演算される目標制動圧  $P_{tfl}$  及び  $P_{tfr}$  になるよう制動装置 1 0 の前輪系統が制御され、ステップ 1 5 0 に於いて左右後輪の制動圧が左右後輪の目標制動圧  $P_{trl}$  及び  $P_{trr} =$  保持圧力  $P_c$  になるよう制動装置 1 0 の後輪系統が制御される。

#### 【 0 0 7 7 】

従って図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御の開始条件が成立すると、前後輪制動力配分制御の終了条件が成立するまで、マスタシリンダ圧力  $P_m$  が後輪の保持圧力  $P_c$  を越えている状況に於いて、後輪の制動圧が保持圧力  $P_c$  に維持されるので、前輪に先行して後輪がロックすることを確実に防止することができ、また後輪の制動圧が保持圧力  $P_c$  に維持されることによる制動力の不足分に対応する前輪の制動圧の増加量  $\Delta P_f$  が演算され、前輪の制動圧が  $\Delta P_f$  増圧されるので、後輪の制動圧が保持されることによる車輛全体としての制動力の不足

を前輪の制動力の増大によって補填し、これにより前後輪制動力配分制御実行中にも車輛全体としての制動力を確実に運転者の制動操作量に対応する制動力に制御することができる。

#### 【0078】

図7は図示の実施形態に於ける前輪の制動力 $F_{bf}$ と後輪の制動力 $F_{br}$ との間の関係を示しており、特に二点鎖線は理想前後配分線を示し、実線は実施形態に於ける前後配分線を示している。図示の如く、前輪の制動力 $F_{bf}$ が後輪の保持圧力 $P_c$ に対応する制動力 $F_{bfc}$ 以下の範囲に於いては、前輪の制動力 $F_{bf}$ 及び後輪の制動力 $F_{br}$ はマスタシリンダ圧力 $P_m$ の増大につれて互いに他に対し一定の割合にて増大するが、前輪の制動力 $F_{bf}$ が後輪の保持圧力 $P_c$ に対応する制動力 $F_{bfc}$ を越える範囲に於いては、制動力の実際の前後配分線が理想前後配分線を越えないよう、後輪の制動力 $F_{br}$ が保持圧力 $P_c$ に対応する制動力 $F_{brc}$ に維持される。

#### 【0079】

また図8の実線は図示の実施形態に於けるマスタシリンダ圧力 $P_m$ と前輪の制動圧 $P_f$ 及び後輪の制動圧 $P_r$ との間の関係を示しており、二点鎖線は前後輪制動力配分制御が行われない場合のマスタシリンダ圧力 $P_m$ と前輪の制動圧 $P_f$ 及び後輪の制動圧 $P_r$ との間の関係を示している。

#### 【0080】

図8に示されている如く、マスタシリンダ圧力 $P_m$ が保持圧力 $P_c$ 以下の範囲に於いては前輪の制動圧 $P_f$ 及び後輪の制動圧 $P_r$ はマスタシリンダ圧力 $P_m$ であり互いに同一であるが、マスタシリンダ圧力 $P_m$ が保持圧力 $P_c$ を越える範囲に於いては後輪の制動圧 $P_r$ は保持圧力 $P_c$ （一定）であり、現在のマスタシリンダ圧力 $P_m$ が $P_{ma}$ であるとする、後輪の制動圧の抑制量 $\Delta P_r (= P_{ma} - P_c)$ に対応する後輪の制動力の抑制量に相当する前輪の制動圧の増加量 $\Delta P_f$ が演算され、前輪の制動圧 $P_f$ が $P_{ma} + \Delta P_f$ に制御される。

#### 【0081】

また図示の実施形態によれば、ブレーキアシスト制御が行われていない状況に於いて制動力の前後配分制御が行われるときには、ステップ85及び90に於いて否定判別が行われ、ステップ100に於いて前後配分制御の前輪の増加圧力 $\Delta$



$P_f$ はマスタシリンダ圧力  $P_m$ と後輪の保持圧力  $P_c$ との偏差に基づいて演算されるが、ブレーキアシスト制御が行われることにより車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$ よりも増圧される状況に於いて制動力の前後配分制御が行われるときには、ステップ 85 及び 90 に於いてそれぞれ否定判別及び肯定判別が行われ、前後配分制御の前輪の増加圧力  $\Delta P_f$ はステップ 105 に於いて上記式 2 に従って「マスタシリンダ圧力  $P_m$  + ブレーキアシスト制御による制動圧の増圧量  $\Delta P_{ba}$ 」と後輪の保持圧力  $P_c$ との偏差に基づいて演算される。

#### 【0082】

従って前後輪制動力配分制御及びブレーキアシスト制御が同時に行われる状況に於いてもブレーキアシスト制御による制動圧の増大量  $\Delta P_{ba}$ が考慮されることなく前輪の増加圧力  $\Delta P_f$ が演算される場合に比して、後輪の制動力の不足分を前輪の制動力の増加により正確に補填し、これにより後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを確実に防止しつつブレーキアシスト制御の制動効果を確実に確保することができる。

#### 【0083】

例えば図 9 は図示の実施形態の場合 (A) 及びブレーキアシスト制御により増大されるべき制動圧の増大量が考慮されない従来の制動制御装置の場合 (B) について係数  $K_b$  を 1 に単純化して前輪及び後輪の制動圧の変化を模式的に示す説明図である。尚図 9 に於いて、左下がりのハッチングはマスタシリンダ圧力  $P_m$  のうち保持圧力  $P_c$  を越える圧力を示し、右下がりのハッチングはブレーキアシスト制御により増大されるべき制動圧  $\Delta P_{ba}$  を示している。

#### 【0084】

図 9 (A) に示されている如く、図示の実施形態の場合には制動力の前後配分制御によりマスタシリンダ圧力  $P_m$  のうち保持圧力  $P_c$  を越える圧力  $P_m - P_c$  が前後移動 (1) により後輪より前輪へ移動されると共に、ブレーキアシスト制御により増大されるべき制動圧  $\Delta P_{ba}$  も前後移動 (2) により後輪より前輪へ移動されるので、制動力の前後配分制御が行われない場合も行われる場合も車輛全体の制動圧は 4 ( $P_m + \Delta P_{ba}$ ) であり、ブレーキアシスト制御及び制動力の前後配分制御の目的が確実に達成される。

## 【0085】

これに対し図9（B）に示されている如く、従来の制動制御装置の場合には制動力の前後配分制御によりマスタシリンダ圧力 $P_m$ のうち保持圧力 $P_c$ を越える圧力 $P_m - P_c$ は前後移動（1）により後輪より前輪へ移動されるが、前後移動（2）は行われず、ブレーキアシスト制御により増大されるべき制動圧 $\Delta P_{ba}$ が後輪より前輪へ移動されることなく後輪の制動圧は保持圧力 $P_c$ に制御されるので、制動力の前後配分制御が行われると車輛全体の制動圧は $4P_c + 4(P_m - P_c) + 2(\Delta P_{ba}) = 4P_m + 2\Delta P_{ba}$ であり、 $2\Delta P_{ba}$ の制動圧に相当する制動力が不足し、ブレーキアシスト制御及び制動力の前後配分制御の目的を達成することができない。

## 【0086】

特に図示の実施形態によれば、前輪の制動圧の増加量 $\Delta P_f$ は単純に後輪の制動圧の抑制量 $\Delta P_r$ に設定される訳ではなく、後輪の制動圧の抑制による後輪の制動力の不足分に対応する制動力を前輪の制動力に加算するための値として演算されるので、前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 $P_{ma}$ ＋後輪の制動圧の抑制量 $\Delta P_r$ に設定される場合に比して、確実に且つ正確に車輛全体の制動力が運転者の制動操作量に対応する値になるよう制御することができる。

## 【0087】

また一般に、車速 $V$ が高くなるにつれて後輪に比して前輪のブレーキの効きが低下し、結果的に制動力の前後配分が後輪寄りになるので、車速 $V$ が高いほど後輪の保持圧力 $P_c$ は低く設定されることが好ましい。また一般に、車輛の積載荷重が高いほど制動力の理想前後配分線は後輪寄りになり、車輛の積載荷重が高いほど車輛の減速度が低くなると共に車輛の制動に関する前輪の負担が増大するので、制動力前後配分制御開始時に於ける車輛の減速度が低いほど後輪の保持圧力 $P_c$ は高く設定されることが好ましい。

## 【0088】

図示の実施形態によれば、保持圧力 $P_c$ が一定の値に設定される訳ではなく、ステップ30～50に於いて車速 $V$ が高いほど小さくなり車輛の減速度 $G_{xb}$ が高いほど小さくなるよう車速 $V$ 及び車輛の減速度 $G_{xb}$ に応じて後輪の保持圧力 $P_c$

が可変設定されるので、車速 $V$ や車輛の減速度 $G_{xb}$ が考慮されない場合に比して後輪の保持圧力 $P_c$ を適正に設定することができ、これにより車輛の状況に応じて適正に前後輪制動力配分制御を実行することができる。

#### 【0089】

また図示の実施形態によれば、ステップ110に於いて前輪の制動圧の増加圧力 $\Delta P_f$ は車速 $V$ が高いほどブレーキ効き係数 $B_{EF}$ が低下することを考慮して演算されるので、ブレーキ効き係数 $B_{EF}$ の変動が考慮されない場合に比して前輪の制動圧の増加圧力 $\Delta P_f$ を後輪の制動力の不足分に正確に対応する値に演算することができ、これにより前輪の制動圧を過不足なく適正に制御することができる。

#### 【0090】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

#### 【0091】

例えば図示の実施形態に於いては、運転者の制動操作量に対応する制動圧よりも制動圧を増大させる補助制動制御は運転者により急制動操作が行われたときに実行されるブレーキアシスト制御であるが、補助制動制御は運転者による制動操作量が高いときに制動操作量に対する制動圧の比を高くする補助制動制御であってもよい。

#### 【0092】

また上述の実施形態に於いては、ブレーキアシスト制御により増大される前輪及び後輪の制動圧の増加量 $\Delta P_{ba}$ は同一であるが、ブレーキアシスト制御により増大される前輪及び後輪の制動圧の増加量が異なる場合には、ブレーキアシスト制御により増大される後輪の制動圧の増加量が後輪より前輪へ移動される。例えばブレーキアシスト制御により増大される前輪及び後輪の制動圧の増加量をそれぞれ $\Delta P_{baf}$ 及び $\Delta P_{bar}$ とすると、上記式2は下記の式5に変更され、ステップ140に於いて左右前輪の目標制動圧 $P_{tfl}$ 及び $P_{tfr}$ がマスタシリンダ圧力 $P_m$ と増加圧力 $\Delta P_f$ とブレーキアシスト制御による前輪制動圧の増圧量 $\Delta P_{ba}$ とブ

レーキアシスト制御により増大される前輪制動圧の増加量  $\Delta P_{baf}$  との和として演算される。

$$\Delta P_{fo} = (P_m + \Delta P_{bar} - P_c) K_b \quad \cdots \cdots (5)$$

#### 【 0 0 9 3 】

また上述の実施形態に於いては、運転者の制動操作量はマスタシリンダ圧力  $P_m$  により求められるようになっているが、ブレーキペダル 2 6 のストローク又はブレーキペダル 2 6 に対する踏力であってもよく、更にはこれらの任意の組合せであってもよい。

#### 【 0 0 9 4 】

また上述の実施形態に於いては、後輪の保持圧力  $P_c$  は制動力の前後輪配分制御の終了条件が成立するまで一定の値に設定されるようになっているが、例えば前後輪のスリップ状態に応じて後輪の保持圧力  $P_c$  が漸減又は漸増されることにより後輪の制動圧が漸減又はパルス増圧により漸増されてもよい。

#### 【 0 0 9 5 】

また上述の実施形態に於いては、ステップ 3 0 及び 4 0 に於いて車速  $V$  及び車輛の減速度  $G_{xb}$  に応じて後輪の保持圧力  $P_c$  が可変設定されるようになっているが、後輪の保持圧力  $P_c$  は車速  $V$  及び車輛の減速度  $G_{xb}$  の一方に応じてのみ可変設定されるよう修正されてもよく、更には後輪の保持圧力  $P_c$  は車速  $V$  及び車輛の減速度  $G_{xb}$  に応じて可変設定されることなく一定の値に設定されてもよい。

#### 【 0 0 9 6 】

また上述の実施形態に於いては、後輪の保持圧力  $P_c$  はステップ 1 0 0 ～ 1 1 0 に於いて車速  $V$  に基づき制動力発生装置のブレーキ効き係数の変化を考慮して演算されるようになっているが、このブレーキ効き係数の変化に基づく後輪の保持圧力  $P_c$  の補正が省略されてもよい。

#### 【 0 0 9 7 】

また上述の実施形態に於いては、制動力の前後輪配分制御中には左右前輪及び左右後輪はそれぞれ互いに同一の圧力に制御されるようになっているが、例えば車輛の旋回状況や車輛の挙動に応じて左右前輪の制動圧若しくは左右後輪の制動圧が相互に異なる値に制御されるよう修正されてもよい。

## 【0 0 9 8】

更に上述の実施形態に於いては、左右前輪及び左右後輪がそれぞれ 1 系統をなし各系統の制動圧が主として連通制御弁 2 2 F、2 2 R により制御される制動装置であるが、本発明の制動制御装置が適用される制動装置は前輪の制動圧をマスタシリンダ圧力よりも高い値に制御することができ、後輪の制動圧をマスタシリンダ圧力よりも低い値に制御することができるものである限り、当技術分野に於いて公知の任意の構成のものであってよい。

## 【図面の簡単な説明】

## 【図 1】

本発明による制動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電子制御装置を示す概略構成図である。

## 【図 2】

図 1 に示された前輪用の連通制御弁を示す解図的断面図である。

## 【図 3】

図示の実施形態に於ける前後輪の制動力配分制御ルーチンを示すフローチャートである。

## 【図 4】

車速  $V$  と後輪の基本保持圧力  $P_{cs}$  との間の関係を示すグラフである。

## 【図 5】

車輻の減速度  $G_{xb}$  と基本保持圧力  $P_{cs}$  に対する補正圧力  $\Delta P_c$  の間の関係を示すグラフである。

## 【図 6】

車速  $V$  とブレーキ効き係数  $B E F$  の間の関係を示すグラフである。

## 【図 7】

理想前後配分線及び図示の実施形態に於ける前輪の制動圧  $P_f$  と後輪の制動圧  $P_r$  との関係を示すグラフである。

## 【図 8】

図示の実施形態に於けるマスタシリンダ圧力  $P_m$  と前輪の制動圧  $P_f$  及び後輪の制動圧  $P_r$  との間の関係を示すグラフである。

## 【図 9】

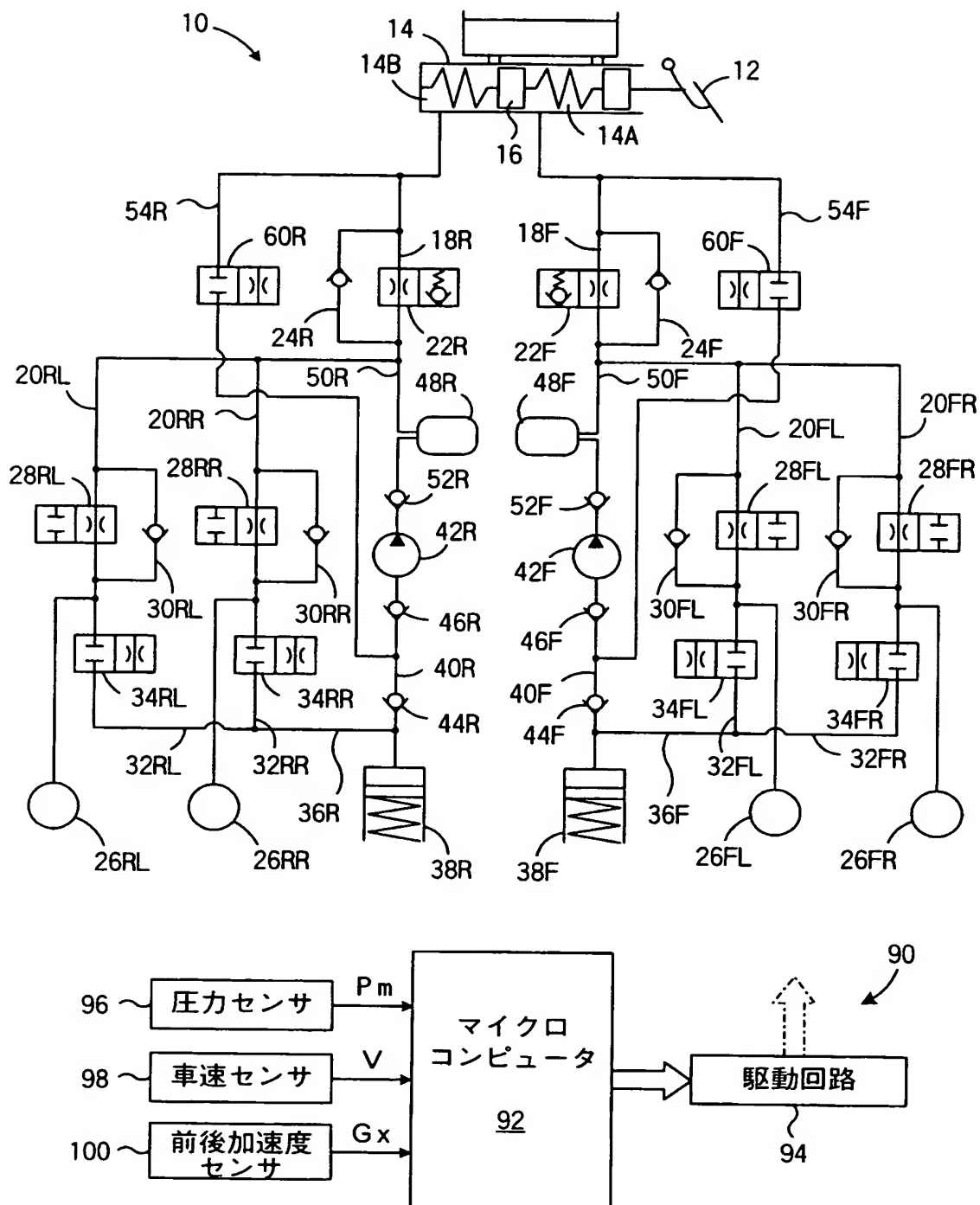
図示の実施形態の場合（A）及びブレーキアシスト制御により増大されるべき制動圧の増大量が考慮されない従来の制動制御装置の場合（B）について係数  $K_b$  を 1 に単純化して前輪及び後輪の制動圧の変化を模式的に示す説明図である。

## 【符号の説明】

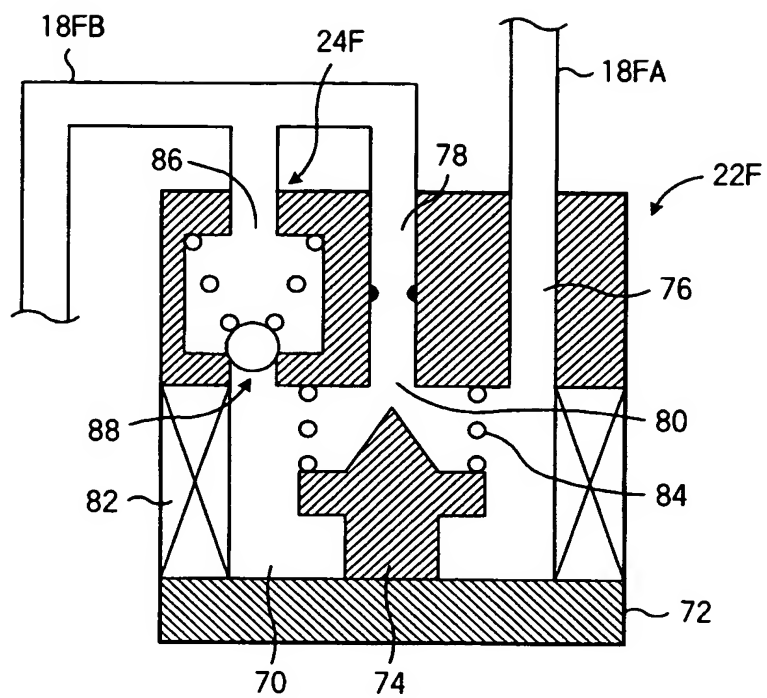
- 1 0 …制動装置
- 1 4 …マスタシリンダ
- 2 2 F、2 2 R …連通制御弁
- 2 6 FL、2 6 FR、2 6 RL、2 6 RR …ホイールシリンダ
- 4 2 F、4 2 R …オイルポンプ
- 2 8 FL～2 8 RR、3 4 FL～3 4 RR …開閉弁
- 4 2 F、4 2 R …ポンプ
- 6 0 F、6 0 R …吸入制御弁
- 7 0 …弁室
- 7 4 …弁要素
- 8 4 …圧縮コイルばね
- 8 8 …逆止弁
- 9 0 …電子制御装置
- 9 6 …圧力センサ
- 9 8 …車速センサ
- 1 0 0 …前後加速度センサ

【書類名】 図面

【図 1】

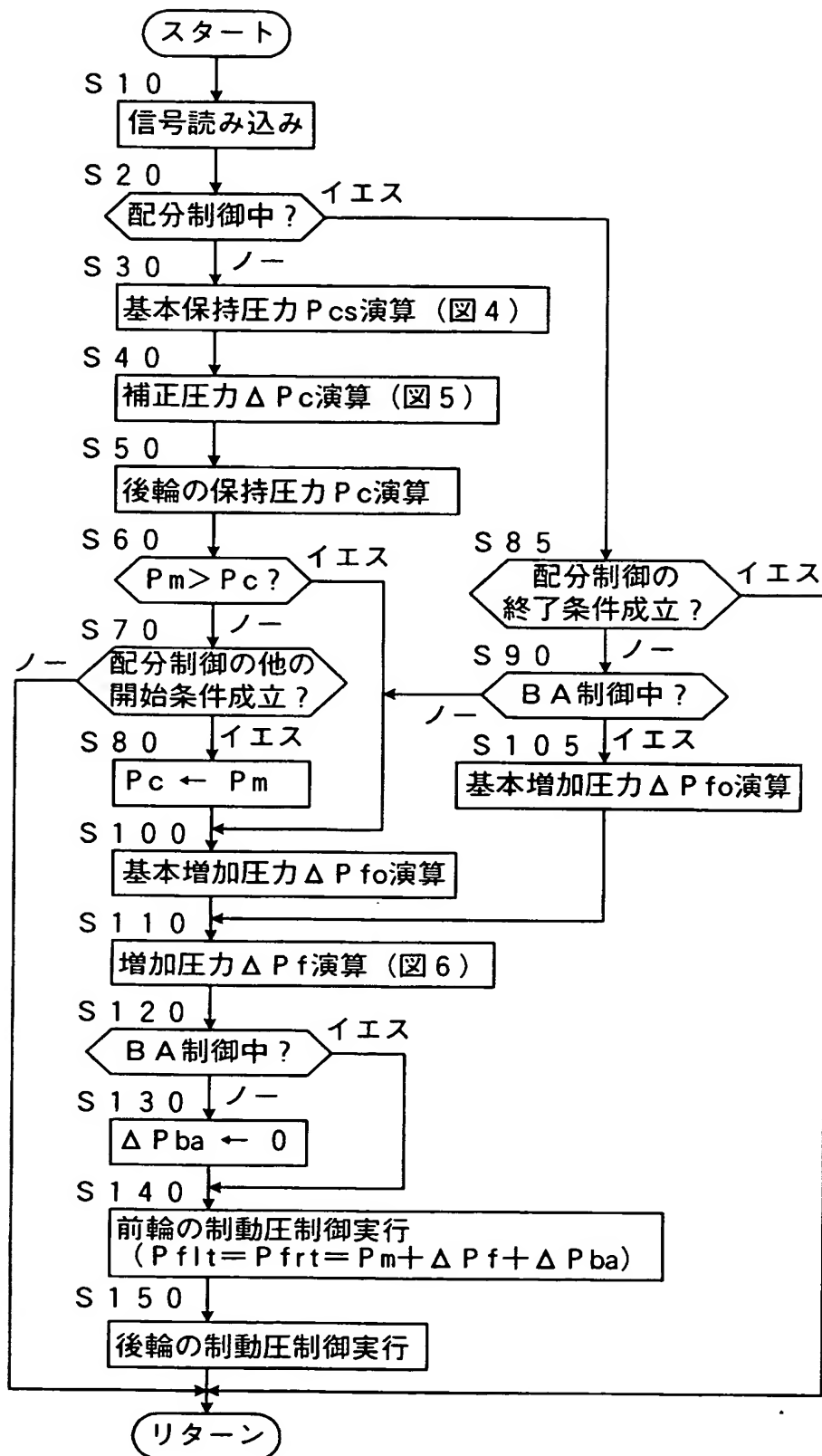


【図 2】

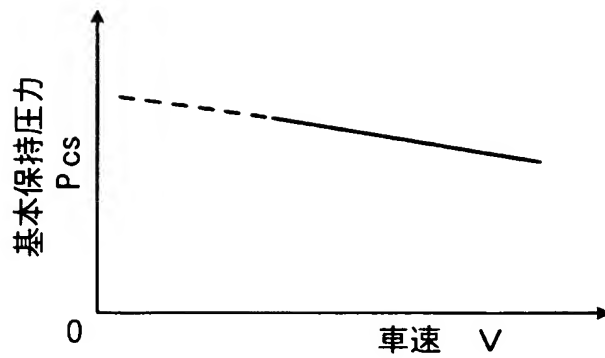




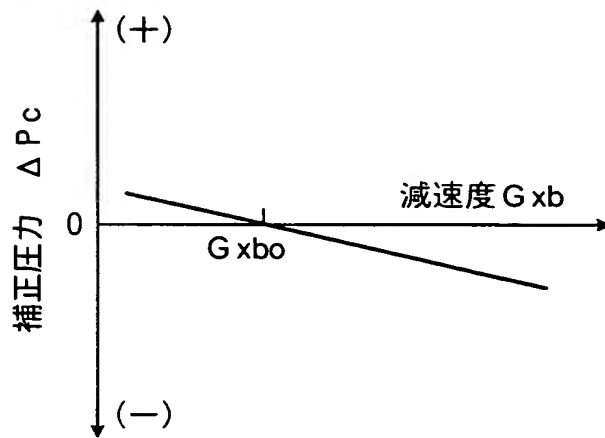
【図 3】



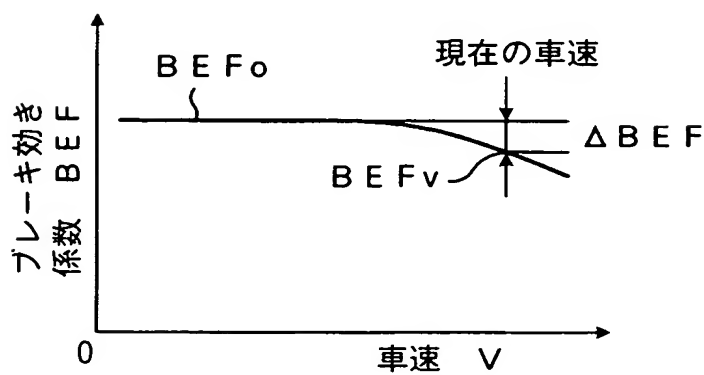
【図 4】



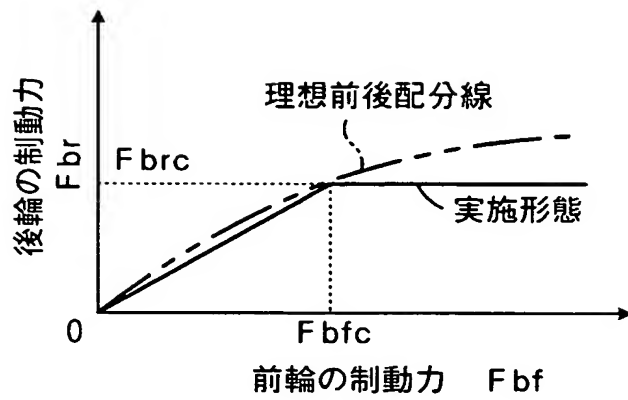
【図 5】



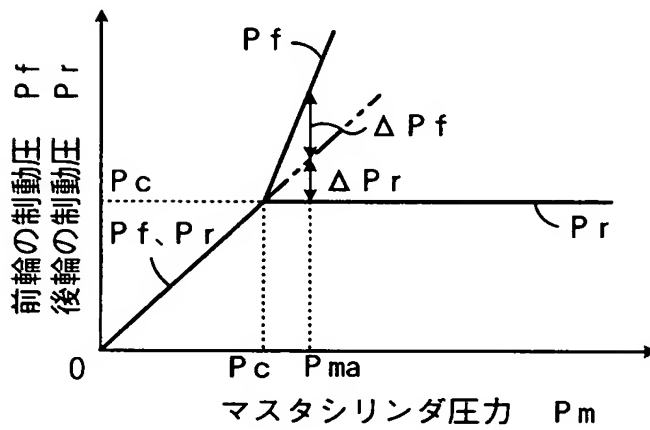
【図 6】



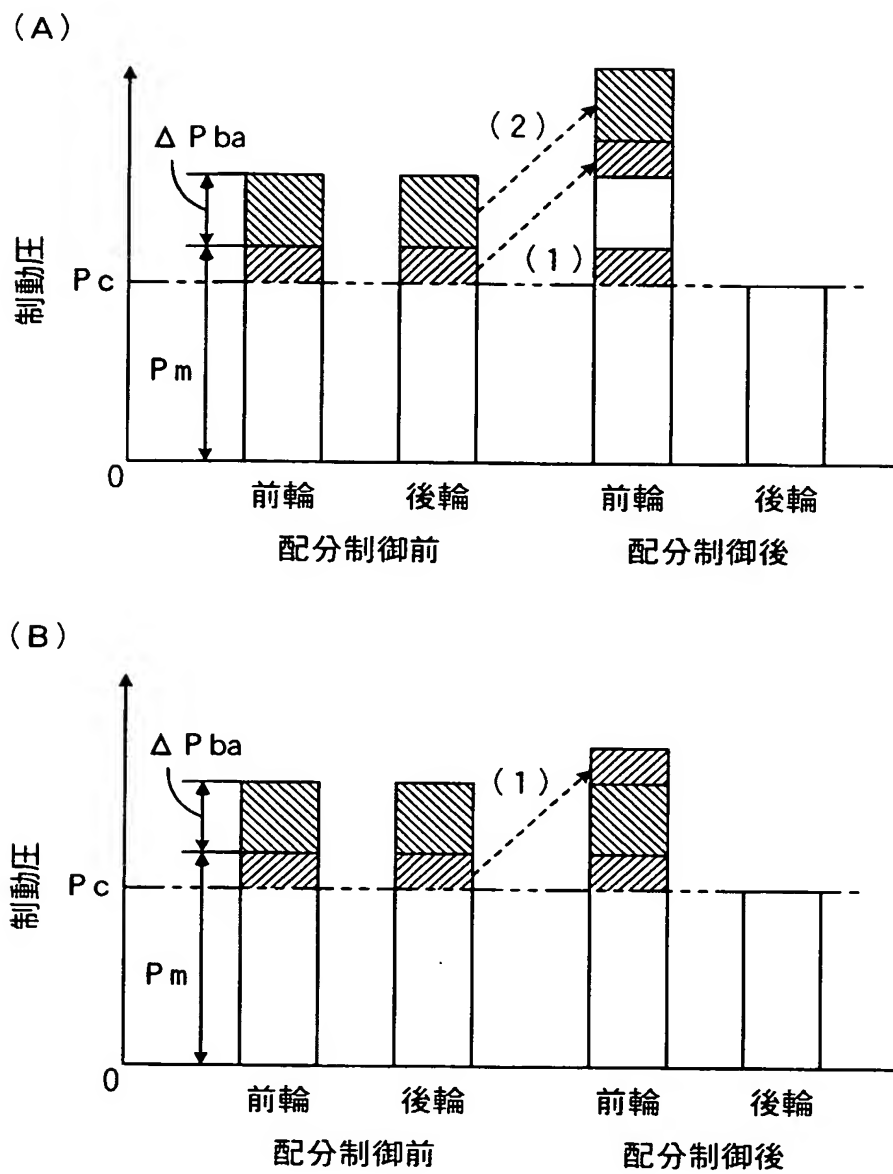
【図 7】



【図 8】



【図 9】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 前後輪の制動力配分制御の効果を確実に達成しつつブレーキアシスト制御の如き補助制動制御の制動効果を確実に確保する。

【解決手段】 後輪の保持圧力  $P_c$  が演算され (S 50 ~ 70)、ブレーキアシスト制御が行われなときには (S 90)、マスタシリンダ圧力  $P_m$  と後輪の保持圧力  $P_c$  との偏差  $P_m - P_c$  に基づき前輪の制動圧の増加圧力  $\Delta P_f$  が演算され (S 110)、前輪の制動圧が  $P_m$  と  $\Delta P_f$  との和になるよう制御され (S 120)、ブレーキアシスト制御が行われるときには (S 90)、「マスタシリンダ圧力  $P_m$  + ブレーキアシスト制御による制動圧の増圧量  $\Delta P_{ba}$ 」と後輪の保持圧力  $P_c$  との偏差  $P_m + \Delta P_{ba} - P_c$  に基づき前輪の制動圧の増加圧力  $\Delta P_f$  が演算され (S 105)、前輪の制動圧が  $P_m$  と  $\Delta P_f$  と  $\Delta P_{ba}$  との和になるよう制御され (S 120)、後輪の制動圧が保持圧力  $P_c$  になるよう制御される (S 130)。

【選択図】 図 3

特願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 0 0 0 0 0 3 2 0 7 ]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 2 7 日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町 1 番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社

特願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 3 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 3 0 1 0 6 5 8 9 2 ]

1. 変更年月日	2 0 0 1 年 1 0 月 3 日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地
氏 名	株式会社アドヴィックス